

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Первомайська філія

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня «бакалавр»

на тему: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 5400 кВт з робочою конструкції маслоохолоджувача»

Прототип 6ЧН43/61 (МАК 6М43С)

Виконав: студент групи 44-ЕМ-19

Спеціальність

142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма

«Двигуни внутрішнього згоряння»

Котік Василь Андрійович

Керівник ***Проскурін А. Ю.***

Рецензент ***Нестеренко В. В.***

м. Первомайськ – 2021 рік

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Факультет - Інженерно-економічний
Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Освітній рівень Бакалавр
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедрою «ЕМ»

_____ к.т.н., доцент Нестеренко В.В.

«__» _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Котіку Василю Андрійовичу

Тема роботи: «Проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 5400 кВт з розробкою конструкції маслоохолоджувача»

Прототип 6ЧН43/61 (МАК 6М43С)

Керівник роботи *Проскурін А.Ю.*

Затверджено розпорядженням ПФ НУК №11 від 17.03.2021 р.

Строк подання студентом роботи до розгляду на кафедру 28 травня 2021 року.

Приблизний обсяг пояснювальної записки (50...60 аркушів комп'ютерного набору)

ВСТУП (Надати коротку історичну довідку розвитку двигунобудування в цілому чи історію розвитку одного з елементів двигуна відповідно до завдання та обґрунтувати актуальність виконання даної роботи і сформулювати мету проектування – 1...3 сторінки).

1. Опис конструкції двигуна. (Опис будови двигуна-прототипу та його технічні характеристики – 3...5 сторінок).

2. Конструкторський розділ (до 25 сторінок)

2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.

2.2. Розрахунок робочого процесу двигуна.

2.3. Розрахунок індикаторної діаграми

2.4. Розрахунок теплового балансу двигуна.

2.5. Динамічний розрахунок двигуна.

2.6. Висновок по розділу з порівнянням ефективних показників двигуна- прототипу і проектного двигуна.

3. Розробка системи, механізму, вузла (Спеціальне завдання роботи – 15...30 сторінок)

3.1. Призначення, опис та аналіз існуючих систем та механізмів

3.2. Обґрунтування вибору системи, механізму, вузла.

3.3. Розрахунки системи, механізмів, вузла (розрахунки систем та елементів двигуна повинні бути пов'язані з темою спеціального завдання)

3.4. Висновок по розділу.

4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища (до 10 сторінок)

4.1. Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що створені спроектованим двигуном.

4.2. Техніка безпеки та протипожежний захист в експлуатації (оцінка впливу зміни конструкції чи експлуатаційних показників на безпечність використання двигуна, розробка заходів, що спрямовані на зменшення шуму, вібрації та викид шкідливих речовин, загальна безпека застосування ДВЗ та установки в цілому)

4.3. Висновок по розділу.

5. Висновок по роботі (стисло надати результати роботи, висновки по роботі в $\frac{2}{2}$ цілому, можна вказати на перспективи подальшого розвитку даної роботи – 1...2 сторінки)

Список літератури

Надається перелік використаних літературних джерел та адреси сторінок використаних сайтів в Інтернеті.

Додатки: Специфікації складальних креслень, інформаційні матеріали, інше.
Завдання на графічну частину (4...5 аркушів, формату А1)

В обов'язковому порядку в графічній частині виконується:

1. Двигун 6ЧН43/61 у розрізі

2. Індикаторна діаграма та діаграми динаміки

3. Схема системи змащення

4. Маслоохолоджувач

Керівник проекту

_____ А. Ю. Проскурін

« ____ » _____ 2021 р.

Завдання прийняв до виконання

_____ В. А. Котік

« ____ » _____ 2021 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. Загальна конструкція і опис двигуна 6ЧН43/61.....	5
1.1 Технічна характеристика двигуна 6ЧН43/61.....	5
1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН43/61.....	6
1.3 Висновок по розділу.....	12
РОЗДІЛ 2. Визначення основних параметрів двигуна 6ЧН43/61.....	13
2.1 Вступ.....	13
2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.....	13
2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	15
2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми.....	22
2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	25
2.6 Динамічний розрахунок двигуна.....	26
2.7 Висновок по розділу.....	32
РОЗДІЛ 3. Удосконалення маслоохолоджувача двигуна 6ЧН43/61.....	34
РОЗДІЛ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.....	50
4.1 Нормативна правова та законодавча база з охорони праці.....	50
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні маслоохолоджувачів.....	53
4.3 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті маслоохолоджувачів.....	58
4.4 Висновок по розділу.....	60
ВИСНОВОК ПО РОБОТІ	62
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	62

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Котік В.А.			Пояснювальна записка	Літ.	Лист	Листів
Перевірив		Проскурін А.Ю.					3	62
Консультант						ПК НУК		
Н. контролер		Проскурін А.Ю.						
Затвердив		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

Згідно із завданням кафедри необхідно виконати проект 4-тактного дизельного двигуна потужністю 5400 кВт. В якості двигуна прототипу був обраний двигун 6ЧН43/61 (6М43С), який виробляється фірмою МАК. В якості робочого циклу був обраний дизельний цикл з газотурбінним наддувом, що забезпечує достатньо високі показники ДВЗ.

При роботі сучасних ДВЗ необхідно постійно відводити від них теплоту в навколишнє середовище. Частина теплоти відводиться разом з вихлопними газами, і цей процес обумовлений другим законом термодинаміки - для отримання корисної роботи в теплових двигунах обов'язкове як підведення теплоти, так і її відведення. Крім цієї теплоти, її сумірна кількість відводиться в навколишнє середовище системою охолодження двигуна. Відведення цій частині теплоти має в основному іншу причину. Вона пов'язана, в першу чергу, з необхідністю підтримки допустимого термічного і напруженого стану деталей двигуна, а також з підтриманням певної температури мастила, при якому воно забезпечує оптимальний режим змащування тертьових пар. З урахуванням сформульованої оцінки функцій системи охолодження слід розуміти, що такий тепловідвід є вимушеним і що він шкідливий з погляду термодинаміки, оскільки в цьому процесі теплота, підведена з паливом, просто губиться, нехай навіть вимушено.

В проекті виконані розрахунки робочого циклу ДВЗ, теплового балансу, динамічних навантажень, а також побудова побудова теоретичної індикаторної діаграми. Частина отриманих при моделюванні параметрів використовується у подальших розрахунках. В спеціальній частині роботи проводиться розрахунок системи змащення.

В проекті наведені заходи щодо забезпечення охорони праці та захисту навколишнього середовища.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ І ОПИС ДВИГУНА 6ЧН43/61

1.1 Технічна характеристика двигуна 6ЧН43/61

Дизельний двигун 6ЧН43/61 (рис. 1.1) – це чотиритактний, шестициліндровий, однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами [1].

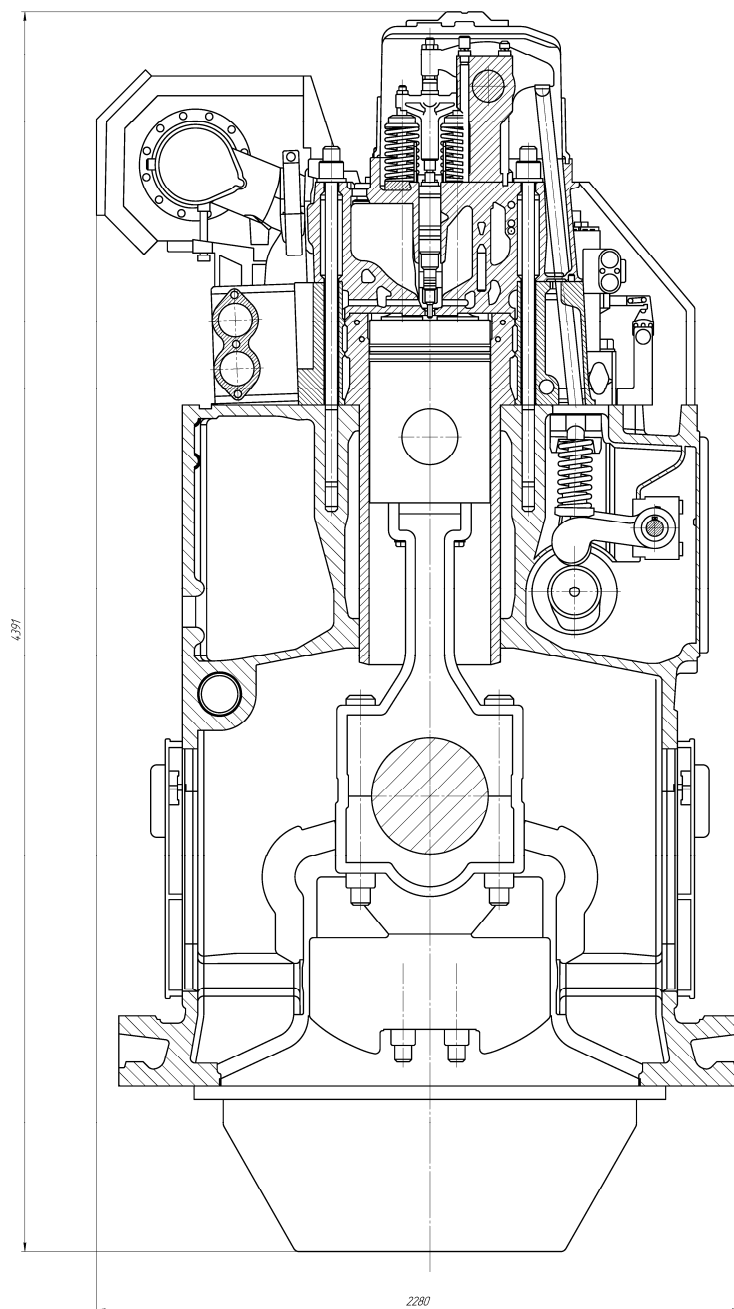


Рисунок 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН43/61

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		5

Основні характеристики двигуна 6ЧН43/61:

Циліндрова потужність, кВт (максимальна тривала)	900
Частота обертання колінчатого вала, хв ⁻¹	500
Діаметр циліндра/хід поршня, мм	430/610
Середня швидкість поршня, м/с	10,2
Число циліндрів, од	6
Середній ефективний тиск, МПа	2,44
Максимальний тиск згоряння, МПа	19,0
Тиск стиску, МПа	17,0
Тиск наддувочного повітря (надлишкове), МПа	0,41
Питома витрата повітря, м ³ /год	38900
Питома ефективна витрата палива, г/(кВт×год.)	176
Питома витрата масла, г/(кВт×год.)	0,6
Температура охолоджуючої води на виході, °С	80-90
Висота двигуна, мм	6566
Довжина двигуна, мм	7855
Ширина двигуна, мм	2904

1.2 Опис конструкції двигуна 6ЧН43/61

Блок-картер (рис. 1.2) жорсткої конструкції, виконаний з чавуну з кулевидним графітом. Поперечні з'єднання різьбленням між блоком-картером і кришками підшипників забезпечують додаткову жорсткість [2]. Блок-картер не містить води, що охолоджує, тому корозійні пошкодження виключені. Циліндрова втулка (рис.1.3) охолоджується лише там, де це найбільш необхідно: у верхній частині довкола камери згорання. Канал наддувочного повітря вбудований в блок-картер. Наддувочне повітря поступає по каналах блоку-картера і сорочки водяного охолодження в кришці циліндра до впускних клапанів. При проведенні робіт на кришці

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		6

циліндра відпадає необхідність в монтажі або демонтажі трубопроводу наддувочного повітря, отже, виключаються яка-небудь нещільність в з'єднанні трубопроводу або його руйнування.

Розподільний вал (рис. 1.4) також вбудований в блок-картер. Для зменшення тертя і зносу штовхальники клапанів і ПНВТ приводяться в дію проміжним важелем.

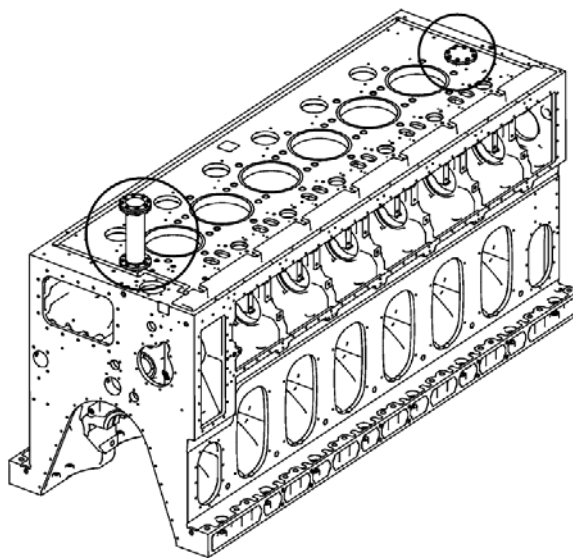


Рисунок 1.2 – Блок-картер

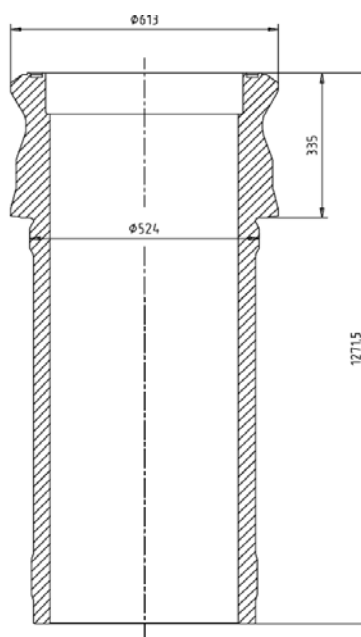


Рисунок 1.3 – Втулка циліндра

Для зміни за часом відкриття клапанів або зсуву моменту уприскування палива ці важелі легко регулюються шляхом їх установки на валу з ексцентриком (або введенням елементів електронного управління).

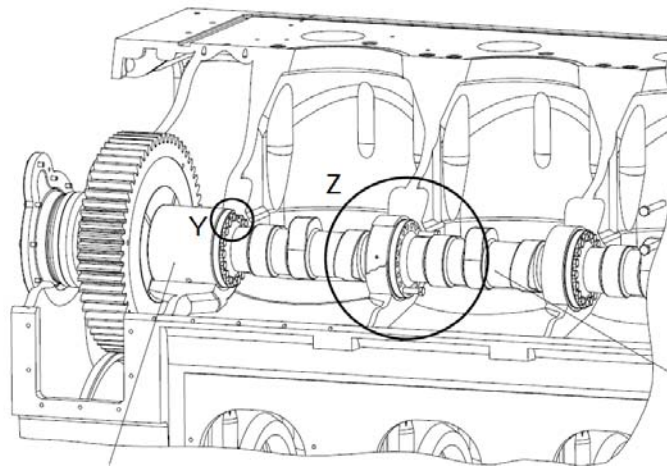


Рисунок 1.4 – Розподільний вал

Маховик і привідна шестерня розподільного валу встановлені за допомогою конусної посадки на колінчастому валу методом гарячої запресовки. Шестерня кулачкового валу приводиться в дію проміжною шестернею. Витримані точно міжосьові відстані забезпечують простоту монтажу без установки зазору між зубами. Всі шестерні управляючого приводу загартовані. В складеного поршня (рис.1.7) верхня частина сталева, а нижня чавунна з кулевидним графітом, щоб забезпечити надійну передачу сил і тиску газів до 19 МПа і вище (максимальний тиск згорання). Канавки у верхній частині поршня для двох ущільнювачих і одного маслозємного кілець проходять індукційне гартування. Робоча поверхня верхнього кілець покрита спеціальним шаром і має відшліфовану сферичну форму. Таке виконання канавок і кілець забезпечує тривалий термін служби і низьку витрату масла.

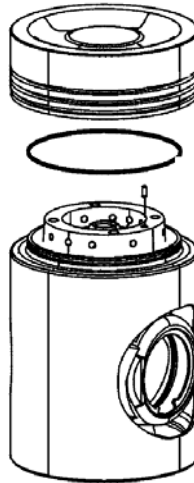


Рисунок 1.5 – Поршень

Циліндрова втулка завдяки жорсткому буртику стійка до деформації, вона забезпечена калібрувальною вставкою, що запобігає відкладенням коксу на втулці, що також збільшує термін служби і забезпечує низьку витрату масла на чад. Порожнини для розміщення приводу, на стороні муфти і демпфера крутильних коливань на стороні, протилежній муфті, утворені в блоці-картері і, таким чином, зменшують число вузлів двигуна і трудовитрати при монтажі.

Оскільки інтеграція дає переваги при монтажі і технічному обслуговуванні, в процесі розробки двигуна М43 пошук вівся не лише у напрямі спрощення або розширення вже реалізованих рішень, але і для здійснення нових ідей. Подальше спрощення було досягнуте, зокрема, на кришці, що замикає порожнину зубчастої передачі, де масляний трубопровід був замінений на канавки в кришці, що дозволило виключити нещільність в масляних трубопроводах і їх руйнування. На панелі навішуються також насоси, які просто вставляються в них і затягуються кріпильними болтами. При цьому контролювати зазор між зубами не потрібно. Двигуни М43 відрізняються простотою і зручністю при монтажі на судні.

Всі робочі середовища: паливо, змащувальне масло і вода – підводяться з боку, де розміщується муфта, і їх трубопроводи досяжні.

Паливні і масляні фільтри навішуються прямо на двигун. ПНВТ «знають», в якій фазі чотиритактного циклу знаходиться зараз циліндр. Тому логічно, щоб функцію подачі пускового повітря виконував ПНВТ відповідного циліндра. Це реалізовується геометрично і конструктивно. Вбудовування золотникового розподільника в насос означає відмову від розподільника пускового повітря і повітряних трубопроводів, а отже зменшення об'єму монтажних робіт.

Найбільш багатофункціональним вузлом двигуна М43 [3] є кришка (голівка) циліндра (рис.1.8). Вона також виготовляється з чавуну з кулевидним графітом і завдяки подвійному днищу володіє високою жорсткістю, обумовленою формою.

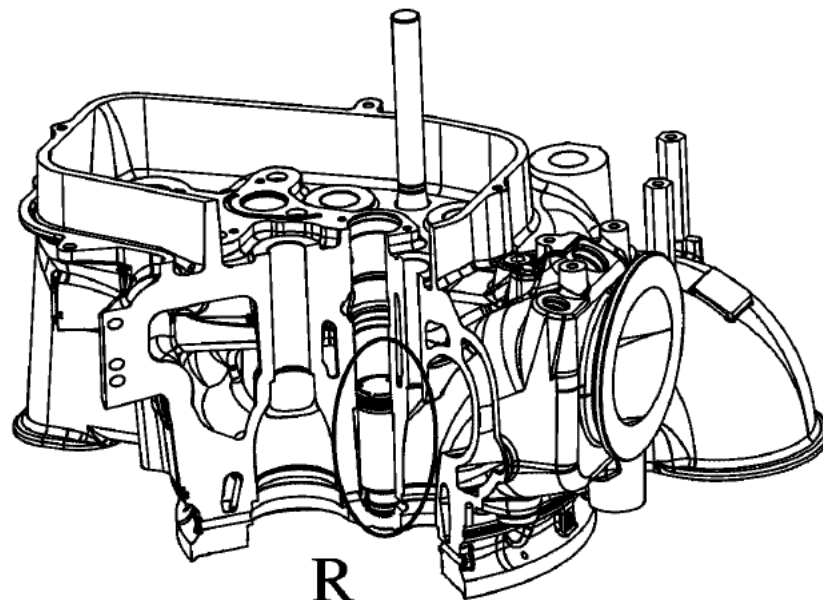


Рисунок 1.6 – Кришка циліндра

Камера згорання і випускні клапани піддаються інтенсивному охолодженню. Це профілактична міра проти високотемпературної корозії. Два впускні і два випускні клапани кінетично зв'язані загальним коромислом, що полегшує установку зазору в приводі (рис. 1.7).

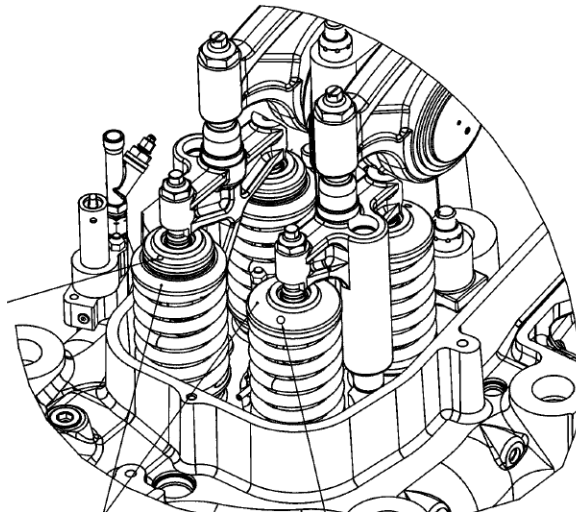


Рисунок 1.7 – Механізм газорозподілу

Щоб уникнути зайвих витрат при монтажі трубопроводів, передбачено поєднане підведення масла, води і повернення витоків палива. Прості штекерні з'єднання для підведення цих середовищ значно полегшують монтажні роботи.

Передбачені в достатній кількості радіальні входи для води в штекерні з'єднання, для її виходу і входу наддувочного повітря дозволяють демонтувати кришку циліндра не більше ніж за 30 хв. При монтажі кришка циліндра просто насаджується на сорочку водяного охолодження і центрується нею. Кришку затягують чотирма болтами за допомогою гідравлічного інструменту. Фірма МаК при конструюванні дизеля М43 провела необхідні розрахунки методом кінцевих елементів при різних навантаженнях (по частоті обертання, потужності і температурі) і вважає гарантією міцності і надійності конструкції, починаючи з таких відносно простих вузлів, як коромисло, і кінчаючи складними, як кришка циліндра або блок-картер. Двигун М43 призначений для експлуатації в тропічних умовах і роботи на важкому паливі, тому його піддають спеціальним тропічним випробуванням.

При розробці трибологічної системи «циліндрова втулка - поршень - поршневе кільце» МАК застосовує ізотопний вимір зносу по методу тонких плівок. Поблизу ВМТ верхнього поршневого кільця, тобто в місці, де виникає найбільший знос, матеріал циліндрової втулки в машині за рахунок радіоактивного опромінення набуває радіоактивності. За допомогою детектора на працюючому двигуні вимірюють і оцінюють рівень активності. Вже через 100 ч можна отримати достовірні дані по очікуваному зносу. Таким чином, весь комплекс розроблених фірмою МаК конструкторських рішень направлений на реалізацію концепції: надійність і простота [4].

1.3 Висновок по розділу

Відповідно до приведенного опису двигуна 6ЧН43/61 (МАК 6М43С) можна зробити висновок, що двигун має досить надійну конструкцію та досить сучасну технічну характеристику, саме тому двигун 6ЧН43/61 був обраний як базовий для бакалаврської кваліфікаційної роботи.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДВИГУНА 6ЧН43/61

2.1 Вступ

В даному проекті використовується класична методика теплового розрахунку, розроблена В. І. Гріневецьким і далі вдосконаленого Є. К. Мазінгом [5]. Метод теплового розрахунку заснований на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що протікають в робочому циліндрі і представляє собою інженерне аналітичне дослідження. На його основі можливо:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уяву про загальні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню задовільну для практики точність розрахунків, не дивлячись на те, що цикл, що проходить в двигуні описується найпростішими термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів в двигуні. Розрахунок робочого циклу зроблений за допомогою персонального комп'ютера в програмі Matcad.

2.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$ (стандартні умови застосування).

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для СОД $\varepsilon = 11 \dots 15$. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,36$.

Показник адіабати повітря $k_s = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,98$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,82$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. У СОД $\gamma_r = 0,02 - 0,08$. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначити після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для МОД і СОД $\xi_z = 0,75 - 0,94$; $\xi_b = 0,86 - 0,98$. Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високо форсованих двигунів $\lambda = 1,3 \dots 2,0$ [1]. Для МОД $\lambda = 1,05 - 1,35$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 15$ К.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач представляє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. Приймаємо $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...900 К. Приймаємо $T_r = 800$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться для двигуна, який працює на НФО (heavy fuel oil) – важкому паливі [6]. Масовий склад пального:

Вуглець – С = 0,87 кг;

Водень – Н = 0,126 кг;

Сірка – S = 0 кг;

Кисень – О = 0,004 кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n^o . Для дизельного пального приймаємо $Q_n^d = 42700$ кДж/кг [7].

Коефіцієнт тактності Z . Це кількість робочих ходів поршня за один оберт колінчатого валу. $Z = 0,5$.

2.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,41}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,81} \right] = 470,825$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 470,825 - 0,8 \times (470,825 - 293) = 328,565$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{328,565 + 15 + 0,025 \times 800}{1 + 0,025} = 354,698$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,41 - 0,004 = 0,406$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,406 = 0,394$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,394}{0,406} \times \frac{328,565}{354,698} \times \frac{1}{1 + 0,025} \times (1 - 0) = 0,939$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі

зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_l = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_l} = 0,394 \times 15^{1,361} = 15,702$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_l-1} = 354,698 \times 15^{1,361-1} = 942,816$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,36}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,167$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,027$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,025}{1 + 0,025} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,92}{0,95} = 0,968$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,025} \right) \times 0,968 = 1,026$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v'' + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}'' \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_H}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1800$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1823$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 15,702 = 18,843$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,2} \times \frac{1823,359}{942,816} = 1,653$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,653} = 9,075$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		18

двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,284$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1823,359 \times \frac{1}{9,075^{1,284-1}} = 974,636$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,843}{9,075^{1,284}} = 1,11$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{15,702}{15 - 1} \times \left[1,2 \times (1,653 - 1) + \frac{1,2 \times 1,653}{1,284 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{9,073^{1,284-1}} \right) - \frac{1}{1,361 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,361-1}} \right) \right] = 2,587$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,587 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,561$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,406 \times 0,939}{2,36 \times 0,495 \times 328,565 \times 2,561} = 0,168$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,168 \times 42700} = 0,502$$

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,561 \times 0,95 = 2,433$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,502 \times 0,95 = 0,477$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,168}{0,95} = 0,177$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,43^2 \times 0,61 \times 0,5 \times 2,433 \times 500 \times 6 = 5403,595$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{5403,595 - 5400}{5403,595} = +0,067\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,43^2}{4} \right) \times 0,61 \times \left(\frac{0,406 \times 10^6}{287 \times 328,565} \right) \times 0,939 \times 6 \times 0,5 \times \left(\frac{500}{60} \right) \times 1 = 8,956$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 8,956 + 0,177 \times \frac{8105,39}{3600} = 9,221$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,805 \times 0,41 = 0,33$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 974,636 \times \left(\frac{0,33}{1,11} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 745,332$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) = \\ = \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,36 \times 0,495) = 1,2$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} = \\ = \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,2 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,2 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,36 - 1) \times 0,495}{1,2 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,36 \times 0,495}{1,2 \times 296,8}} = 287,457$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 745,332) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 745,332} = 1,377$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t.m} \times \eta_{t.ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377-1} \right) \times 287,457 \times 745,332 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,33}{0,101} \right)^{\frac{1,377-1}{1,377}}} \right] \times 0,98 \times 0,82 \times 9,221}{8,956 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4-1} \right) \times \frac{1}{0,81}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 4,059$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 4,059 \times 0,101 = 0,411$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,411 - 0,41}{0,411} = 0,2\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

2.4 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є вхідними даними для динамічного розрахунку та розрахунку на міцність двигуна. Побудову діаграми виконують аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі похибки.

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		22

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $v/v_c = \varepsilon_x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Для розрахунку та побудови індикаторної діаграми необхідно ввести наступні дані, які приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні дані для побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,361
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	15,702
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	18,843
Ступінь попереднього розширення ρ	1,653
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	18,84	
1,00	15,70	18,84
1,65	7,92	18,84
2,32	4,99	12,19
2,99	3,54	8,81
3,66	2,69	6,80
4,32	2,14	5,48
4,99	1,76	4,56
5,66	1,48	3,88

6,32	1,28	3,36
6,99	1,11	2,96
7,66	0,98	2,63
8,33	0,88	2,36
8,99	0,79	2,14
9,66	0,72	1,95
10,33	0,65	1,79
11,00	0,60	1,65
11,66	0,55	1,53
12,33	0,51	1,43
13,00	0,48	1,33
13,67	0,45	1,25
14,33	0,42	1,18
15,00	0,39	1,11
15,00		0,39

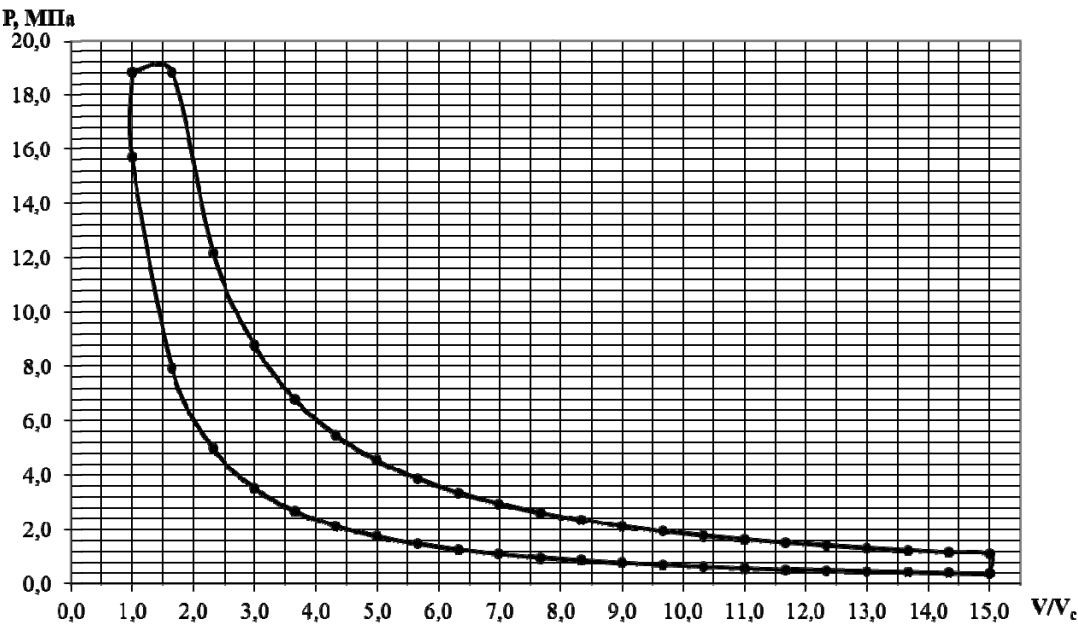


Рисунок 2.1 – Індикаторна діаграма

2.5 Розрахунок теплового балансу двигуна

Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_W + Q_M + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_W - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_M - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт;

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{5400}{0,477} = 11320,755 \text{ кВт}$$

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{\Gamma} = G_{\Gamma} C_{p_{\Gamma}} (T_{3T} - T_o) = 9,22 \cdot 1048,249 \cdot (568,416 - 293) = 2661,858 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майера:

$$C_{p_{\Gamma}} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,378}{1,378 - 1} \cdot 287,546 = 1048,249 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною обчислюється на підставі виразу ККД турбіни:

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_{3T}^{ad} = T_T \left(\frac{1}{0,91 \frac{P_a}{P_o}} \right)^{\frac{K_T-1}{K_T}} = 745,293 \cdot \left(\frac{1}{0,91 \cdot \frac{0,394}{0,1013}} \right)^{\frac{1,378-1}{1,378}} = 526,927 \text{ К}$$

$$T_{3.T} = T_T - \eta_{ad}(T_T - T_{3.T}^{ad}) = 745,293 - 0,81 \cdot (745,293 - 526,927) = 568,416 \text{ К}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду):

$$Q_W = \frac{0,98Q_\Sigma - Q_\Gamma - Ne}{1,2} = \frac{0,98 \cdot 11320,755 - 2661,858 - 5400}{1,2} = 2527,068 \text{ кВт}$$

4. Визначимо кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло):

$$Q_M \approx 0,2Q_W \approx 0,2 \cdot 2527,068 = 505,414 \text{ кВт}$$

5. Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу):

$$Q_{H.B} \approx 0,02 \cdot Q_\Sigma = 0,02 \cdot 11320,755 = 226,415 \text{ кВт}$$

6. Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_\Sigma = Q_\Gamma + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 2661,858 + 2527,068 + 505,414 + 226,415 + 5400 = 11320,755 \text{ кВт.}$$

7. Висновок: усі складові рівняння теплового балансу відповідають вимогам заданої точності.

2.6 Динамічний розрахунок двигуна

При вивченні динамічних явищ у ДВЗ у першу чергу розглядають сили від тиску газів P_Γ і сили інерції P_j . Сумарна сила є рушійна сила:

$$P_{руш} = P_\Gamma + P_j.$$

При повороті колінчастого валу сумарна сила може бути розкладена на складові (рис. 2.2).

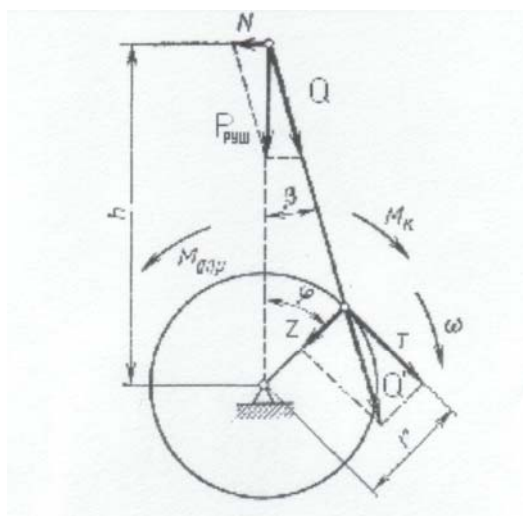


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили інерції зворотно-поступальних рухомих мас обчислюють за формулою:

$$P_j = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Сила інерції обертових мас діє по радіусу кривошипа і визначається по формулі:

$$P_r = -m_j \cdot \omega^2 \cdot r$$

Сили тиску газів в циліндрі двигуна залежно від ходу поршня визначають по індикаторній діаграмі, побудованій за даними теплового розрахунку або отриманій експериментально [10].

Сила тиску газів на поршень, яка діє по осі циліндра, дорівнює:

$$P_r^x = (P_x - P_0) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Сила, яка діє по осі кривошипа, дорівнює:

$$Z = P_w \cdot \cos(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \cos(\varphi + \beta)$$

Дотична сила визначається формулою:

$$T = P_w \cdot \sin(\varphi + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

Добуток сили T на радіус r називають крутним моментом двигуна:

$$M_k = T \cdot r = r \cdot \frac{P}{\cos \beta} \cdot \sin(\varphi + \beta)$$

У таблиці 2.3 представлені необхідні параметри для динамічного розрахунку двигуна.

Розрахунок виконаний за допомогою програми Excel і представлений в таблиці 2.4. За даними розрахунку будуються діаграми зображені на рис. 2.3 – 2.5.

На рис. 2.3 P_r – сила тиску газів на поршень; P_j – сила інерції одного циліндра двигуна; P_{dv} – рушійна сила (вертикальна сила, що діє на центр поршневого пальця).

На рис. 2.4 N – нормальна сила, яка притискує поршень до втулки; Z – сила, що діє по осі кривошипа; T – дотична сила.

На рис. 2.5 T_E – сумарні дотичні сили, T^{cp}_E – середнє значення сумарних дотичних сил.

Таблиця 2.3 – Вхідні дані по розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня	м	D	0,43
Частота обертання КВ	хв ⁻¹	n	500
Максимальний тиск згоряння	МПа	P _z	18,843
Тиск на початку стиску	МПа	P _a	0,394
Тиск наддуву	МПа	P _k	0,41
Тиск залишкових газів	МПа	P _г	0,6
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,236
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	425
Радіус кривошипа	м	r	0,305
Ступінь стиснення		ε	15
Показник політропи стиснення		n ₁	1,361
Показник політропи розширення		n ₂	1,284
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,653

Таблиця 2.4 – Результати динамічного розрахунку

φ°	Pr	Pj	Pdv	N	Z	T
0	0,4100	-3,0231	-2,6131	0,0000	-2,6131	0,0000
20	0,4100	-2,7406	-2,3306	-0,1885	-2,1256	-0,9743
40	0,4100	-1,9739	-1,5639	-0,2391	-1,0443	-1,1884
60	0,4100	-0,9343	-0,5243	-0,1087	-0,1680	-0,5084
80	0,4100	0,1177	0,5277	0,1249	-0,0314	0,5414
100	0,4100	0,9671	1,3771	0,3260	-0,5601	1,2996
120	0,5267	1,5116	2,0382	0,4225	-1,3850	1,5539
140	0,4456	1,7734	2,2190	0,3392	-1,9179	1,1665
160	0,4059	1,8562	2,2622	0,1830	-2,1883	0,6017
180	0,3940	1,8687	2,2627	0,0000	-2,2627	0,0000
200	0,4059	1,8562	2,2622	-0,1830	-2,1883	-0,6017
220	0,4456	1,7734	2,2190	-0,3392	-1,9179	-1,1665
240	0,5267	1,5116	2,0382	-0,4225	-1,3850	-1,5539
260	0,6826	0,9671	1,6498	-0,3905	-0,6710	-1,5569
280	0,9965	0,1177	1,1142	-0,2637	-0,0662	-1,1431
300	1,7018	-0,9343	0,7674	-0,1591	0,2460	-0,7441
320	3,5559	-1,9739	1,5820	-0,2418	1,0564	-1,2022
340	8,8950	-2,7406	6,1544	-0,4978	5,6129	-2,5727
360	15,7093	-3,0231	12,6862	0,0000	12,6862	0,0000
380	18,8430	-2,7406	16,1024	1,3026	14,6858	6,7314
400	8,8453	-1,9739	6,8714	1,0504	4,5886	5,2215
420	4,4133	-0,9343	3,4790	0,7211	1,1150	3,3734
440	2,6638	0,1177	2,7815	0,6584	-0,1654	2,8536
460	1,8642	0,9671	2,8313	0,6702	-1,1516	2,6719
480	1,4595	1,5116	2,9711	0,6158	-2,0189	2,2651

500	1,2466	1,7734	3,0200	0,4617	-2,6102	1,5876
520	1,1417	1,8562	2,9979	0,2425	-2,9000	0,7975
540	1,1100	1,8687	2,9786	0,0000	-2,9786	0,0000
560	1,1417	1,8562	2,9979	-0,2425	-2,9000	-0,7975
580	1,2466	1,7734	3,0200	-0,4617	-2,6102	-1,5876
600	1,4595	1,5116	2,9711	-0,6158	-2,0189	-2,2651
620	0,6000	0,9671	1,5671	-0,3709	-0,6374	-1,4789
640	0,6000	0,1177	0,7177	-0,1699	-0,0427	-0,7363
660	0,6000	-0,9343	-0,3343	0,0693	-0,1072	0,3242
680	0,6000	-1,9739	-1,3739	0,2100	-0,9175	1,0440
700	0,6000	-2,7406	-2,1406	0,1732	-1,9523	0,8948
720	0,6000	-3,0231	-2,4231	0,0000	-2,4231	0,0000

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку сумарних дотичних сил

			Кут заклинки		φ_3°	120		
φ°	T_E						T_E	T_{cp}
	Номер циліндра							
	1	2	3	4	5	6		
0	0,000	1,465	-1,554	0,000	2,265	-1,610	0,566	2,281
10	-0,544	1,351	-1,614	3,401	1,951	-1,621	2,925	2,281
20	-0,974	1,148	-1,557	6,731	1,588	-1,479	5,457	2,281
30	-1,203	0,890	-1,388	6,680	1,197	-1,177	4,998	2,281
40	-1,188	0,603	-1,143	5,222	0,797	-0,736	3,554	2,281
50	-0,938	0,303	-0,894	4,078	0,398	-0,209	2,738	2,281
60	-0,508	0,000	-0,744	3,373	0,000	0,324	2,445	2,281
70	0,016	-0,302	-0,814	3,012	-0,329	0,770	2,355	2,281
80	0,541	-0,602	-1,202	2,854	-0,653	1,044	1,982	2,281
90	0,987	-0,895	-1,902	2,770	-0,965	1,089	1,085	2,281
100	1,300	-1,166	-2,573	2,672	-1,248	0,895	-0,121	2,281
110	1,457	-1,396	-2,211	2,509	-1,474	0,503	-0,612	2,281
120	1,465	-1,554	0,000	2,265	-1,610	0,000	0,566	2,281
							27,372	

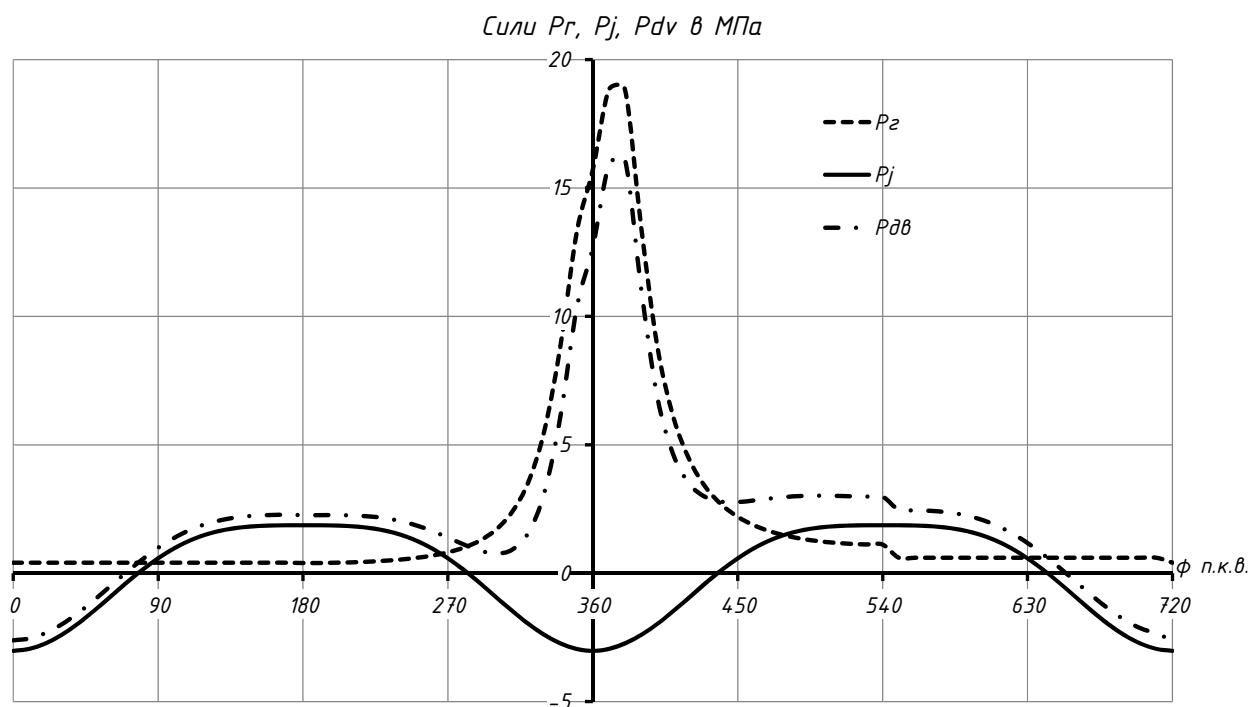


Рисунок 2.3 – Зміна сил P_r , P_j , P_{dv} від кута повороту колінчастого валу

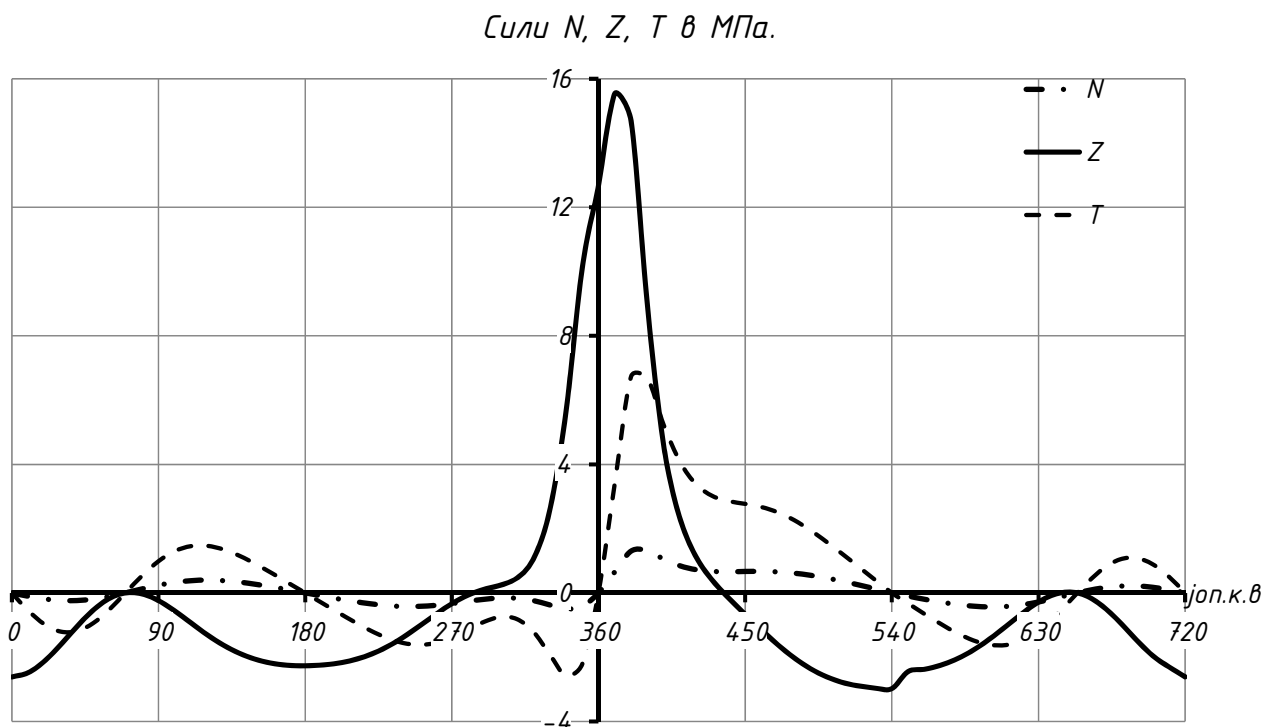


Рисунок 2.4 – Зміна сил N , Z , T від кута повороту колінчастого валу

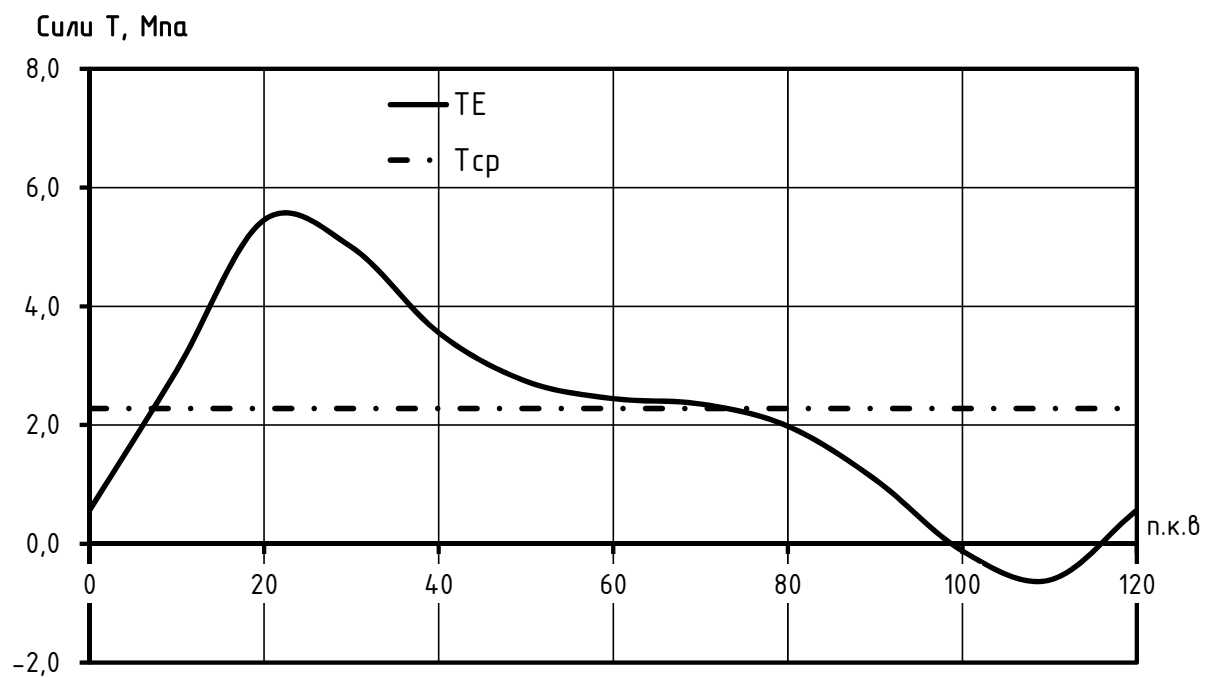


Рисунок 2.5 – Зміна сумарних дотичних сил T від кута заклинки
колінчастого валу

2.7 Висновок по розділу

В результаті розрахунків отримана математична модель циклу двигуна типу 6ЧН43/61, який має основні параметри, що надаються у таблиці 2.6.

Згідно з значенням тиску наддуву ($P_k = 4,0$) двигун належить до машин с високим тиском наддуву [4].

Згідно з середнім ефективним тиском ($P_e = 2,433$ МПа) двигун має високе значення форсування по цьому параметру [4].

Згідно з значенням ($\eta_e = 0,477$ двигун відповідає високому рівню економічності [3], йому ж відповідає отримане значення ($g_e = 0,177$ кг/кВт•год).

По величині максимального тиску при згорянні ($P_z = 18,843$ МПа) двигун відповідає високому рівню цього параметра для двигунів великого форсування по P_k та P_e , тож його конструкція відповідає умові працездатності.

Таблиця 2.6 – Основні параметри двигуна типу 6ЧН43/61

Ефективна потужність	N_e	кВт	5400
Середній ефективний тиск	P_e	МПа	2,433
Тиск робочого тіла в точці z	P_z	МПа	18,843
Тиск газів перед турбіною	P_t	МПа	0,33
Тиск наддуву	P_k	МПа	0,41
Температура повітря в ресивері	T_s	К	328,565
Температура робочого тіла в точці z	T_z	К	1823
Температура газів перед турбіною	T_t	К	745
Коефіцієнт надлишку повітря	α		2,36
Питома витрата палива	g_e	кг/кВт·час	0,177

Ефективний ККД	η_e	0,477
----------------	----------	-------

По величині максимальної температури циклу ($T_z = 1823 \text{ K}$) двигун задовольняє умовам екологічності та термічної стійкості звичайної конструкції.

По величині температури газів перед турбіною (745 K) конструкція відповідає умовам нормальної роботи турбіни для таких двигунів [5].

Таким чином, робочий цикл двигуна характеризується середнім рівнем форсування по наддуву і середньому ефективному тиску, двигун відповідає вимогам щодо економічності та екологічності, він задовольняє вимогам до працездатності конструкції.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		34

3. УДОСКОНАЛЕННЯ МАСЛООХОЛОДЖУВАЧА ДВИГУНА

6ЧН43/61

В двигуні МАК 6М43С пропонується замінити штатний маслоохолоджувач на новий, який виконаний у вигляді кожухотрубного водомасляного охолоджувача (рис. 3.1.). Корпус такого теплообмінника виготовляється у вигляді труби великого діаметру, в якому розміщується трубний пучок з труб малого діаметру (рис. 3.2.). Кінці труб кріпляться в трубних дошках.

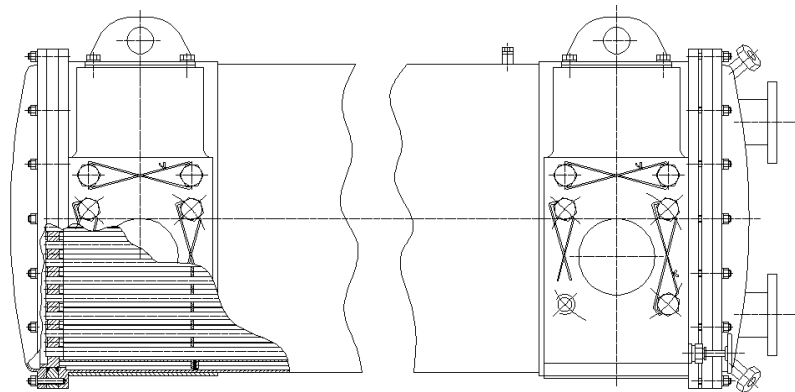


Рисунок 3.1 – Загальний вид кожухотрубного маслоохолоджувача

Охолоджувач масла виконаний на базі шахового пучка труб з накатним оребренням. При однаковому зовнішньому діаметрі оребрених труб кроки труб у пучку МО виконані спеціальним чином (рис. 3.3.).

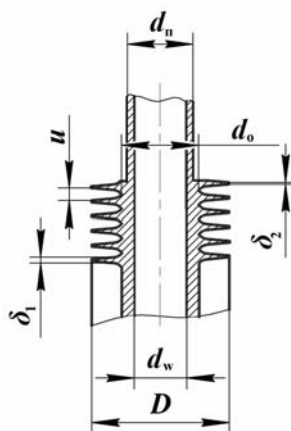


Рисунок 3.2 – Трубка з накатним оребренням

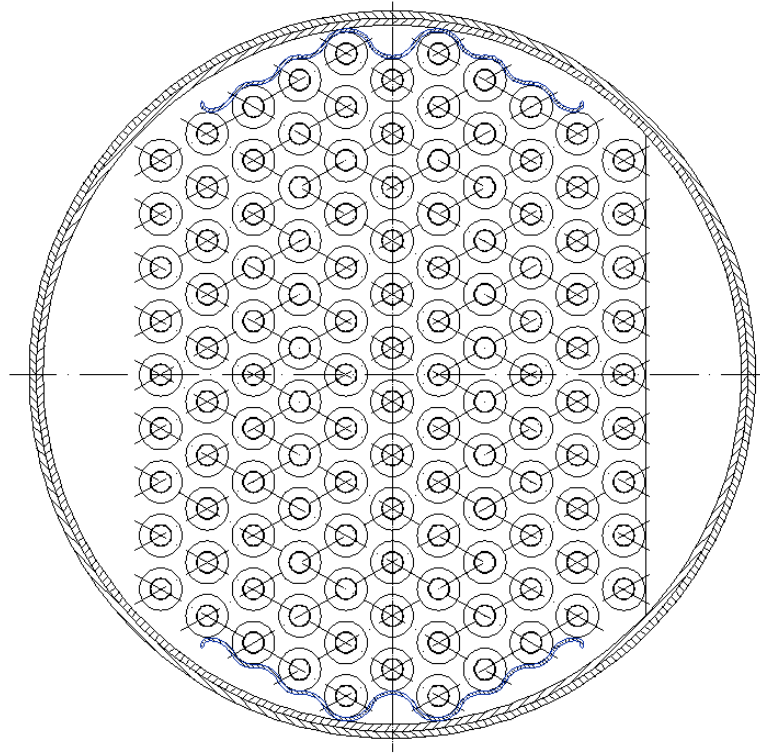


Рисунок 3.3 – Схема розміщення труб в пучку

У МО організований реверсивний рух теплоносіїв.

МО, який використовується характеризується наступними теплотехнічними і масогабаритними показниками:

- опір руху потоку масла $\Delta P_m = 28,75$ кПа;
- температура масла за МО $t_{m2} = 84,7$ °С;
- опір руху потоку води $\Delta P_w = 75,94$ кПа;
- ККД теплообмінника 0,197;
- маса пучка $M_p = 275,94$ кг;

МО виконаний на базі ПТ з наступними геометричними характеристиками:

Таблиця 3.1 – Геометричні розміри пучка труб

№ п/п	Найменування	Параметр	Значення
1	Зовнішній діаметр оребрення	D , м	0,0245
2	Діаметр несучої трубки	d_0 , м	0,0156
3	Внутрішній діаметр трубки	d_w , м	0,01
4	Крок між ребрами	u , м	0,003
5	Товщина ребра у основи	δ_1 , м	0,0007
6	Товщина ребра у вершини	δ_2 , м	0,0003
7	Крок між трубками в поперечному ряду	S_1 , м	0,027
8	Крок між поперечними рядами трубок	S_2 , м	0,0234

Особливості експлуатації маслоохолоджувача

Зовнішній огляд кожухотрубного маслоохолоджувача виконують щодня.

Візуально виявляють, насамперед, протікання робочих середовищ у з'єднаннях з трубами, між кришками і корпусом. Їх причинами можуть бути ослаблення обтиску болтів, знос прокладки або ущільнювальних поверхонь. Якщо виникаючі течі усунути обтисненням з'єднання не вдається, замінюють прокладку. При цьому оглядають поверхні ущільнювачів фланців. Пошкодження на них закладають полімерними матеріалами, з подальшим шабренням для забезпечення площинності.

Щоб попередити раптове виникнення течі в з'єднаннях, рекомендується періодично виконувати їх контрольну обтяжку зусиллям і за схемою, рекомендованої заводом-виробником. Тим самим збільшується тривалість служби прокладок.

Контролюють герметичність ущільнення "плаваючою" трубної

дошки. При роботі теплообмінника і підвищенні температури трубного елемента його довжина збільшується. Оскільки одна трубна дошка жорстко кріпиться до корпусу, то інша повинна мати можливість переміщатися в ньому. Для її ущільнення застосовують різні конструкції, одна з яких показана на рисунку 3.4.

Кришка 1 кріпиться до плаваючої трубної дошки 7 болтами 2. Гумове ущільнююче кільце 6 вставляється в проточку фланця корпусу 5 і підтискається прижимним кільцем 3 за допомогою болтів 4. При цьому воно роздається, притискається до циліндричних поверхонь трубної дошки і фланця корпусу і, тим самим, ущільнює їх. При протічках у вказаному з'єднанні підтискають спочатку нажимне кільце, ще більше роздаючи ущільнююче кільце і щільніше притискаючи його до поверхонь трубної дошки і фланця корпусу. Якщо текти не припиняється, теплообмінник виводять з дії, віддають нажимне кільце і видаляють ущільнююче кільце. Зачищають поверхні ущільнювачів і при необхідності відновлюють їх полімерним матеріалом.

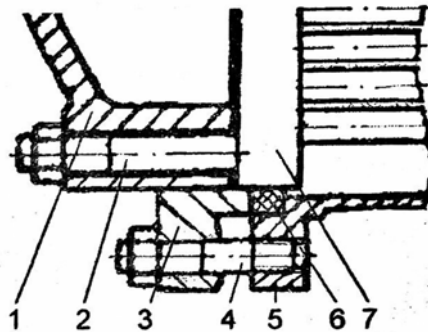


Рисунок 3.4 – Ущільнення плаваючої трубної дошки:

1 – кришка; 2,4 – болт; 3 – прижимне кільце; 5 – фланець корпусу; 6 – ущільнююче кільце; 7 – трубна дошка

Вставляють нове кільце ущільнювача і обжимають нажимне кільце.

Виявляють і усувають пошкодження ізоляції і фарбування корпусів і

деталей теплообмінників [5].

При зовнішньому огляді обов'язково контролюють:

- ступінь забруднення теплопередаючих поверхонь по температурах робочих середовищ і непрямими ознаками;
- герметичність порожнин робочих середовищ за непрямими ознаками.

У охолоджувачах і конденсаторах не рідше одного разу на три-шість місяців оглядають цинкові протектори, доступ до яких можливий без розтину теплообмінника (рисунок 3.5).

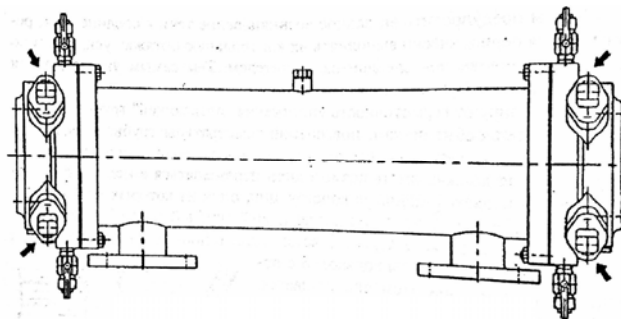


Рисунок 3.5 – Протектори МО, які необхідно оглянути

Контроль забруднення маслоохолоджувача. Регулювання температури масла здійснюється терморегулюючим клапаном шляхом її перепуску в обвід маслоохолоджувачів. Більш докладно потоки масла і їх температури показані на рисунку 3.6.

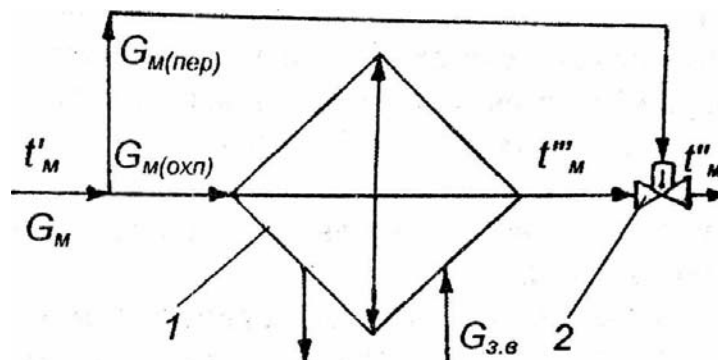


Рисунок 3.6 — Схема регулювання температури масла двигуна:

1 — охолоджувач; 2 — терморегулюючий клапан

Ступінь забруднення охолоджувача масла також можна оцінити щодо зменшення кількості перепускаючого масла. Терморегулятори масла, як і води, також зазвичай мають показчики ступеня відкриття перепуску охолоджувальної води. Найбільш зручні показчики годинникового типу. Ці показання по відношенню повного закриття перепуску рекомендується використовувати для оцінки ступеня забруднення охолоджувача масла.

Ознаки недостатньою теплопередаючої здатності маслоохолоджувача можуть з'явитися також з інших причин. Тому також необхідно враховувати вплив забруднення трубопроводів і фільтрів заборотної води, знос насосів заборотної води, порушення щільності поворотних камер з боку заборотної води (в кожухотрубних теплообмінниках), знос діафрагм, регулюючих кількість ходів робочого середовища між трубками в кожухотрубних теплообмінниках.

При досягненні граничного забруднення маслоохолоджувача його очищають, застосовуючи ті ж способи, що при очищенні водоохолоджувача. У кожухотрубних теплообмінниках порожнину заборотної води очищають механічним способом, а масляну порожнину - хімічним.

Контроль герметичності маслоохолоджувача. При роботі маслоохолоджувачів тиск в масляній порожнині повинен бути завжди більше, ніж з боку охолоджуючої води. Цю умову необхідно дотримуватися також при введенні в дію маслоохолоджувача - спочатку слід відкрити січні клапани на трубопроводі масла, потім - на трубопроводі охолоджуючої води. В іншому випадку при негерметичному охолоджувачі охолоджуюча вода потраплятиме в його масляну порожнину і обводнить масло. При цьому різко погіршується його мастильна здатність, виникає небезпека виходу з ладу підшипників колінчастого вала, распредвала, деталей циліндропоршневої групи. З іншого боку, при негерметичному охолоджувачі масло через більшого тиску буде перетікати в порожнину заборотної води і з відливається водою повертатися в море, викликаючи його забруднення. При слідуванні

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

судна прибережними водами це загрожує серйозними наслідками. Крім того, масло дороге, його витрата враховується, і його втрата вкрай небажана. Тому розгерметизацію масляного охолоджувача необхідно своєчасно виявляти за різними непрямими ознаками.

Класичний спосіб заснований на розумінні, що розгерметизація трубного елемента в кожухотрубних охолоджувачах або свищ в пластині пластинчастого охолоджувача будуть приводити до витоків масла в порожнину охолоджуючої води і зменшення її кількості в масляній системі. Це може бути виявлено по більш інтенсивному зниженню рівня масла в картері або циркуляційної цистерні двигуна, періодично контролюваному. При цьому слід враховувати можливість попадання води в картер двигуна через нещільності в сполученні втулки з блоком і впливу цих протікань на рівень масла в картері або циркуляційної цистерні. Тому при кожному вимірі рівня масла слід на дотик оцінити його мастильну здатність. При розтиранні масла між пальцями не повинно відчуватися підвищеного тертя. При необхідності слід взяти аналіз проби масла.

При виявленні підвищеної витрати масла (або підвищеного зниження його рівня в картері або цистерні) слід переконатися, що причиною є охолоджувач, використовуючи більш "тонкі" методи контролю.

Основним способом є відбір проб охолоджуючої води після охолоджувача. Вона може бути взята безпосередньо з бортового зливного отвору (зазвичай окремого для кожного двигуна). Підставляють відро на мотузці, наповнюючи його наполовину. Після відстою проби води оглядають її поверхню на світлі. Навіть незначні частки олії, спливши і розподілившись по поверхні, створять на ній райдужну плівку. Проба води може бути взята з крана, зазвичай для спуску повітря з водяної порожнини (рисунок 3.7). Перед взяттям проби води слід короткочасно зменшити її витрата через охолоджувач, прикриваючи клапан на виході. При зменшеній швидкості води частки олії будуть спливати вгору під дією флотаційного ефекту. Пробу води

відбирають в пляшку з прозорого скла ємністю 0,5 л з широким горлом, не доливаючи до його зрізу 25-30 мм. Після відстою проби води також оглядають її поверхню на світлі, виявляючи райдужну плівку.

Якщо на трубопроводі забортної води після охолоджувача є оглядове скло ("ліхтар") і воно прозоре, його також можна використовувати для контролю. У підсвіченому потоці води навіть незначні частки олії, що потрапили в неї через свищі охолоджувача, будуть проглядатися як "іскорки".

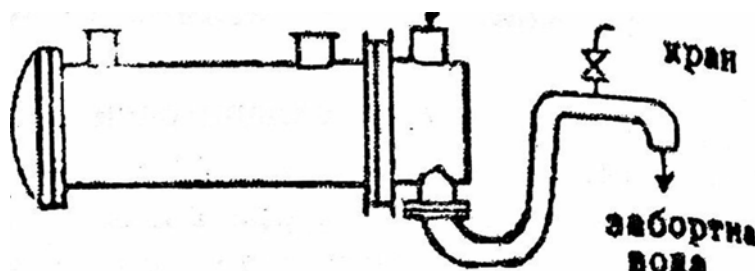


Рисунок 3.7 – Відбір проб води

Розбирання та збирання маслоохолоджувача. Перед і при розбиранні кожухотрубного теплообмінного апарату виконують загальні вимоги техніки безпеки.

Порядок і технологія розбирання конкретного кожухотрубного теплообмінника повинна відповідати рекомендаціям заводу-виготовлювача.

Кожухотрубні теплообмінники зазвичай розбирають частково, тільки з боку внутрішньої поверхні трубок. Обсяг їх розбирання повинен бути мінімальним, тільки для виконання необхідних робіт.

Якщо розбирання виконується для інспектування чистоти поверхні трубної дошки і внутрішньої поверхні трубок, то обмежуються демонтажем труб підведення і відведення робочого середовища до кришок, зняттям (за наявності) оглядових лючків.

Якщо необхідний повний доступ до трубних дошках і трубками, спочатку знімають труби підведення і відведення робочих середовищ до кришки. Далі знімають кришку. На великих теплообмінниках відводять її

убік, щоб стала доступною трубна дошка. На малих - укладають на пайоли внутрішньою поверхнею вгору для подальшого очищення і огляду. Знімають прокладки, очищають поверхні ущільнювачів. Кришку з іншого боку демонтують для обпресування трубного елемента або відновлення його герметичності. Для очищення обмежуються розкриттям лючків.

Демонтаж трубного елемента виконують для його очищення або заміни. Щоб не пошкодити прокладки, за допомогою віджимних болтів страгиваються трубний елемент і талями виймають його з корпусу. Знімають прокладки. Оглядають поверхні ущільнювачів. Маслоохолоджувач встановлений на двигуні МаК М43С представлений на рисунку 3.8.

Загальні технічні вимоги при розбиранні маслоохолоджувача:

1. Порожнини охолодження опресувати гідравлічним тиском:

а) Масляну 1,2 МПа \pm 0,05МПа при закритому вентилі та 0,8 МПа \pm 0,05 МПа при відкритому вентилі;

б) водяну 0,6 МПа \pm 0,05.

Тривалість однієї опресовки не менше 300 с. Підтікання і запотівання не допускається.

2. Покриття зовнішніх поверхонь, крім поверхні Р - емаль ПФ - 115 темно-сіра 894.V.6/1 100 °С. Для тропічного виконання - емаль ПФ - 115 темно-сіра 894.V.T26/1 100 °С.

3. Перед зборкою різьбу та опорні поверхні деталей позиція 16, 17, 19, 29 змастити маслом ГОСТ 12337 - 84, яке використовується в дизелі.

4. Шпильки позиція 16, 17, 19 завернути в корпус позиція 1 моментом 40 Н·м +10 Н·м, викрутити, після вивертання повторно затягнути моментом 30 Н·м +10 Н·м.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		43

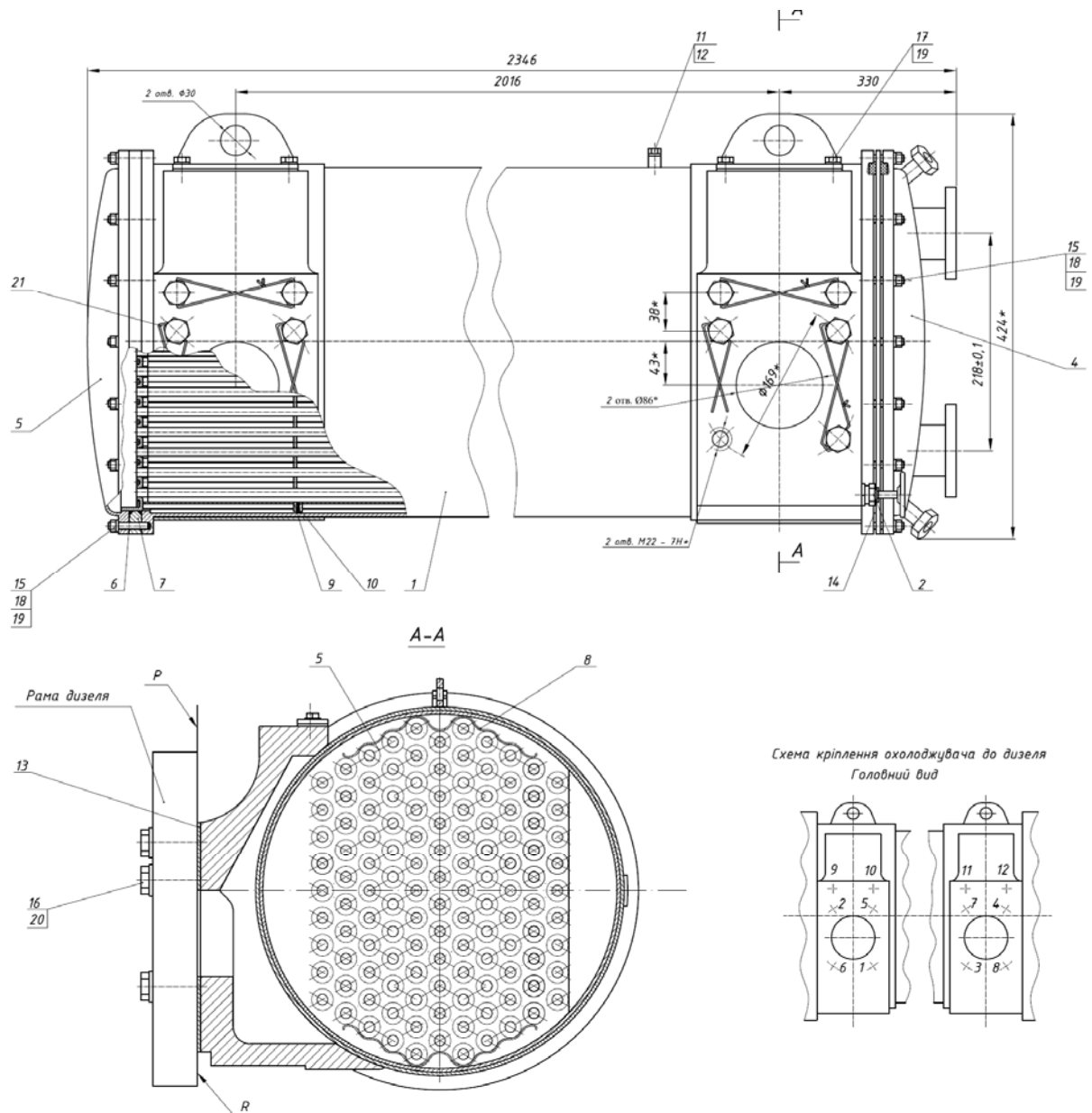


Рисунок 3.8 – Маслоохолоджувач двигуна МАК 6М43С:

1 – корпус; 2 – вентиль; 3 – кришка ліва; 4 – кришка права; 5 – трубний пучок; 6 – ущільнююче кільце; 7 – проміжне кільце; 8 – витиснювач; 9 – діафрагма; 10 – прокладка діафрагми; 11 – пробка; 12 – прокладка пробки; 13 – прокладка корпусу; 14 – прокладка правої кришки; 15 – шпилька; 16 – болт кріплення до корпусу; 17 – болт; 18 – гайка кріплення кришок; 19 – шайба кріплення кришок; 20 – шайба кріплення до корпусу; 21 – проволока

5. Затяжку кріплення позиція 3 та 4 проводити моментом $100 \text{ Н} \cdot \text{м} + 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

6. Маркувати позначення охолоджувача, рік та місяць виготовлення, порядковий номер. Висота шрифту - 5 мм.

7. Клеймити кінцевий проріз.

8. При встановленні охолоджувача на раму дизеля:

а) на двох болтах Т та Щ без прокладки позиція 18 перевірити прилягання стикуючих поверхонь Р та R. Зазор не більше 0,1 мм;

б) затяжку болтів позиція 28 - виконувати в три етапи згідно схеми кріплення охолоджувача до рами дизеля.

Схема розбирання маслоохолоджувача представлена на рисунку 2.9. Порядок операцій наступний:

1. У паз корпусу 1 вложити прокладку 12.

2. Трубний пучок 5 заводимо в корпус, щоб трубна дошка нерухомим кінцем прилягла до прокладки 12.

3. Встановити на дошку трубку кільце проміжне 7 і ущільнюваче кільце 6.

4. Підготувати кришки 3 і 4.

5. Установити кришку 4 з прокладкою 12 на шпильки 16 в корпусі, покласти 16 шайб 20, загорнути 16 гайок 19. Затиснути рівномірно. Затискати по черзі противоположні гайки.

6. Встановити в корпус 1 вентиль 2. Затиснути.

7. Заглушити отвори входу і виходу води в кришках.

8. Заглушити отвори входу і виходу масла в корпусі.

У з'єднаннях деталей, нависання одних зовнішніх контурів над іншими допускається не більше 3 мм.

Виступ решт шпильок і болтів з гайок повинен бути в межах 1...3 кроку різьби (без урахування фаски).

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		45

В одному з'єднанні різниця виступів не більше 2 мм. Не допускається виступ і розім'яття неметалічних прокладок за контури з'єднуються деталей. Ущільнення неметалічних прокладок допускається не більше 1 мм.

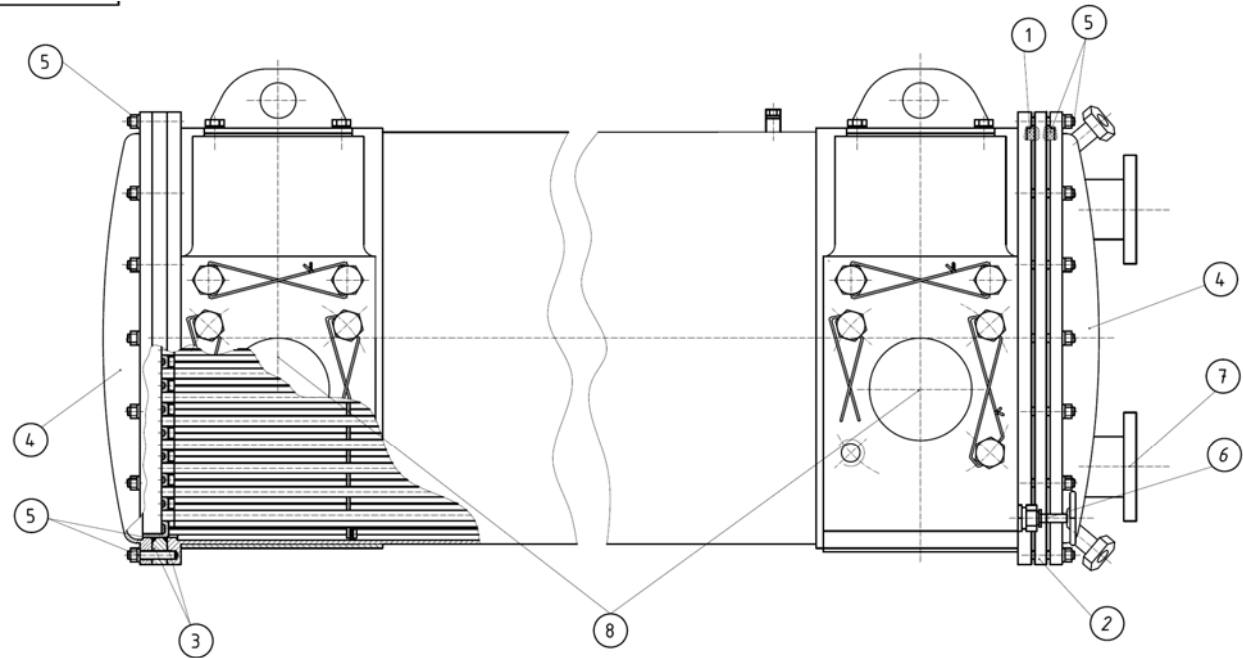


Схема збирання водомасляного охолоджувача

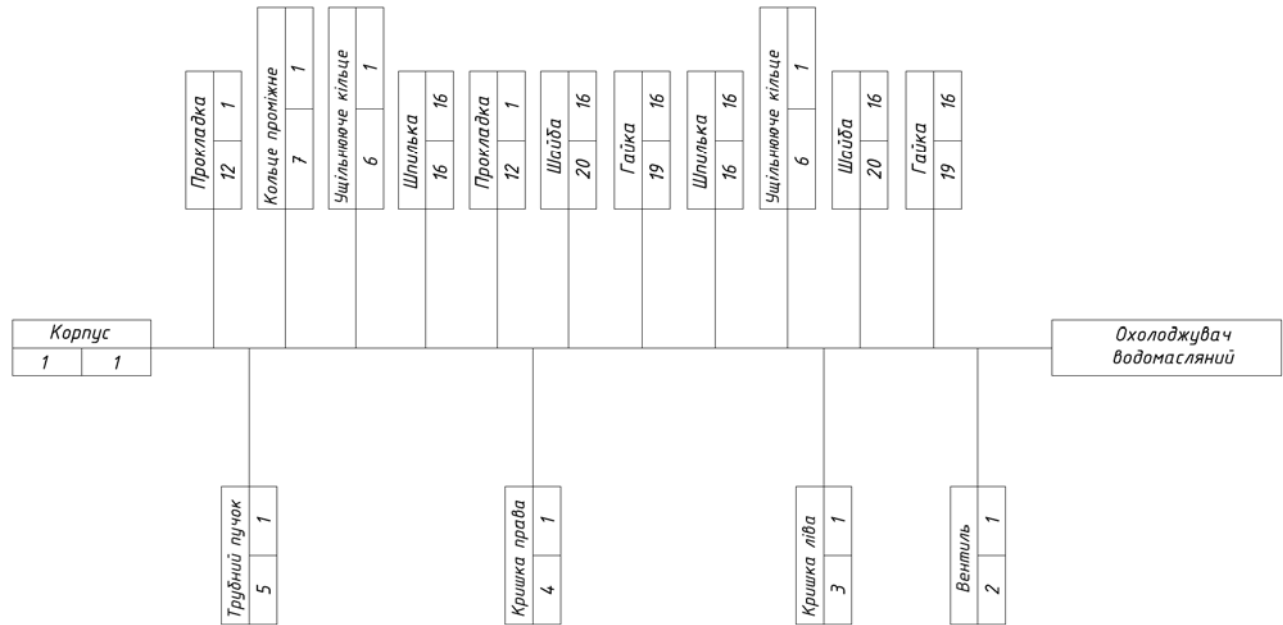


Рисунок 3.8 – Схема розбирання маслоохолоджувача

Опис системи змащення

Система змащення зображена на рис. 3.9. Масло в двигуні виконує кілька основних функцій: перевезення бруду і частинок зносу в фільтрах, охолодження елементів, таких як поршневі кільця, гільзи циліндрів, клапани і головки блоку циліндрів, захист підшипників від ударів, змащування металевих поверхонь/зменшення зносу і тертя, нейтралізація агресивних продуктів згоряння, захист від корозії металевих поверхонь.

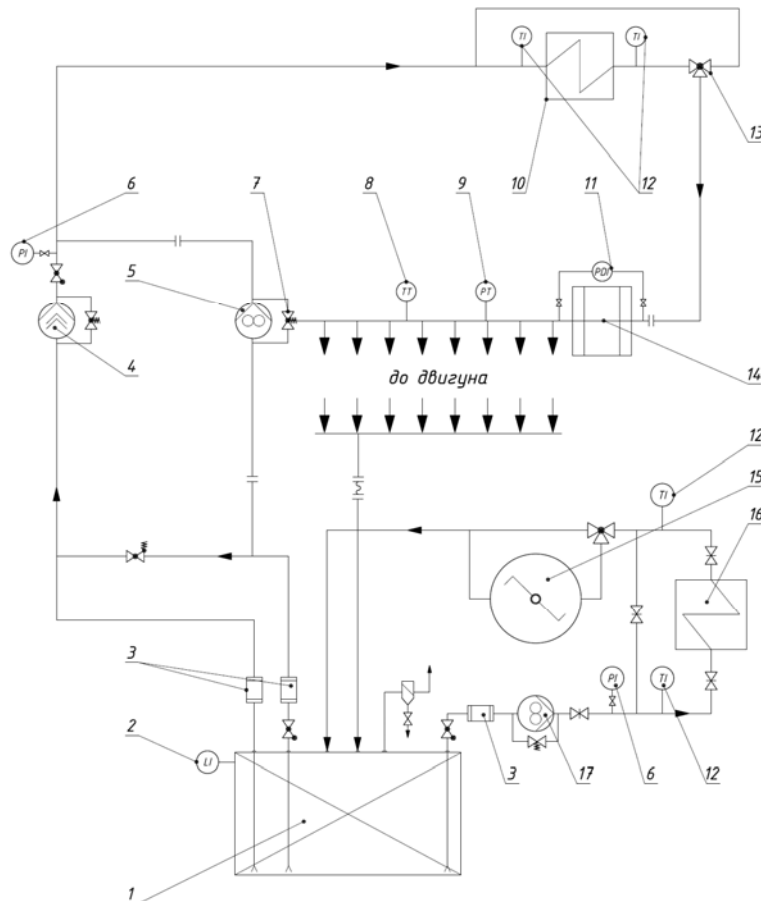


Рисунок 3.9 – Схема системи змащення двигуна:

- 1 – масляна цистерна; 2 – індикатор рівня; 3 – впускний фільтр; 4 – резервний масляний насос; 5 – основний масляний насос; 6 – індикатор тиску; 7 – клапан регулювання тиску масла; 8 – перетворювач температури; 9 – перетворювач тиску; 10 – маслоохолоджувач; 11 – диференціальний індикатор тиску; 12 – індикатор температури; 13 – термостат; 14 – самоочисний фільтр; 15 – сепаратор; 16 – підігрівач масла; 17 – перекачуючий насос

Перевірочний розрахунок системи змащення

1. Розрахунок продуктивності масляного насоса:

$$W_{\text{пн}} = k_v (W_1 + W_2), \text{ м}^3/\text{год}$$

де $k_v = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу подачі. Приймаємо $k_v = 1,5$;

W_1 – протік масла для відводу тепла, що виділяється за рахунок тертя у двигуні;

W_2 – протік масла для відводу тепла, що сприймається маслом при охолодженні поршнів;

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{c_m \rho_m \Delta t_m}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $c_m = 1,67 \dots 2,01$ кДж/(кг×К) – питома теплоємність масел. Приймаємо $c_m = 1,7$ кДж/(кг×К);

$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m} = 5 \dots 8$ К – різниця температур вихідного і вхідного масла в двигун. Приймаємо $\Delta t_m = 6$ К;

$\rho_m = 850 \dots 920$ кг/м³ – густина масла. Приймаємо $\rho_m = 900$ кг/м³;

$Q_{\text{тр}}$ – кількість тепла, що виділяється за рахунок тертя у двигуні, кДж/кг:

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}}$$

де $\eta_m = 0,95$ – механічний ККД двигуна;

$\alpha_{\text{тр}} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти, що сприймає масло. Приймаємо $\alpha_{\text{тр}} = 0,45$.

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot 5400 \cdot \left(\frac{1}{0,95} - 1 \right) \cdot 0,45 = 460421 \text{ кДж/кг}$$

$$W_1 = \frac{460421}{1,7 \cdot 900 \cdot 6} = 50,15 \text{ м}^3/\text{год}$$

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		48

$$W_2 = \frac{Q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_g}, \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\Delta t_{\text{п}} \approx 15 \text{ К}$ – перепад температур масла при охолодженні поршнів.

Q_n – кількість тепла, що виділяється за рахунок тертя у двигуні, кДж/кг:

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} g_e N_e Q_{\text{н}}^{\text{р}}, \text{ кДж/кг.}$$

де $\alpha_{\text{п}} = 0,04 \dots 0,05$ – доля теплоти, що сприймається маслом, що охолоджує поршні. Приймаємо $\alpha_{\text{п}} = 0,05$;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива;

$g_e = 0,177 \text{ кг/(кВт} \times \text{год)}$ – питома ефективна витрата палива

$$Q_n = 0,05 \cdot 0,177 \cdot 5400 \cdot 42700 = 2040633 \text{ кДж/кг}$$

$$W_2 = \frac{2040633}{1,7 \cdot 900 \cdot 15} = 58,9 \text{ м}^3/\text{год}$$

Тоді:

$$W_{\text{пн}} = 1,5 \cdot (50,15 + 58,9) = 134,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2. Розрахунок площі фільтруючого елемента $F_{\text{фго}}$:

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 v_m k_{\text{жп}}}, \text{ м}^2$$

де $v_m = 0,02 \dots 0,04 \text{ м/с}$ – допустима швидкість масла для сітчастих фільтрів. Приймаємо $v_m = 0,02 \text{ м/с}$.

$k_{\text{жп}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перерізу. Приймаємо $k_{\text{жп}} = 0,2$.

$$F_{\text{фго}} = \frac{134,2}{3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2} = 2,65 \text{ м}^2.$$

Розрахунок площі фільтра тонкого очищення $F_{\text{фто}}$:

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{пн}}}{g_{\text{ф}}}, \text{ м}^2$$

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		49

де, $g_{\phi} = 1,5 \dots 2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність матеріалу для НКФМ. Приймаємо $g_{\phi} = 1,5$.

$$F_{\text{фго}} = 134,2/1,5 = 89,2 \text{ м}^2.$$

Розрахунок теплообмінного апарату:

$$F_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{п}}}{k \Delta t} k_3, \text{ м}^2$$

де $k = 1100 \dots 1500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром менше 10мм. Приймаємо: $k = 1500 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$;

$k_3 = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу. Приймаємо: $k_3 = 1,2$;

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_1'}{2} - \frac{t_2' + t_2}{2} \text{ – температурний напір:}$$

де, $t_1 = 363 \text{ К}$ – температура масла на вході в МО;

$t_2 = 357 \text{ К}$ – температура масла на виході з МО;

$t_1' = 300 \text{ К}$ – температура води на вході в МО;

$t_2' = 310 \text{ К}$ – температура води на виході з МО.

$$\Delta t = \frac{363 + 357}{2} - \frac{300 + 310}{2} = 55 \text{ К.}$$

$$F_{\text{м}} = \frac{2040633 + 460421}{1,2 \cdot 1500} = 54,5 \text{ м}^2.$$

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) - спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [8].

Україна - учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р., другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенцій СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						51
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

1. Правила технічної експлуатації суднового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на судах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охорони праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ.

Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на судах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;

- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;
- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

та початкова підготовка:

- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Кожна підготовка повинна підтверджуватися кожні п'ять років.

МКУБ – Міжнародний Кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (International Safety Management Code, ISM Code). метою даного Кодексу полягає в забезпеченні міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню. Включений в СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й зроблені дії, які попередять їх розвиток. Відповідно до Кодексу, кожна компанія має розробляти, запроваджувати й підтримувати системи управління безпекою (СУБ). У МКУБ наводять рекомендації компаніям забезпечити належну кваліфікацію капітана, комплектування судна кваліфікованими, такими, що мають відповідні сертифікати й придатними в медичному відношенні моряками відповідно до національних і міжнародних вимог.

У СУБ, вживаною на судах, повинно бути вказано, що капітан має надзвичайні повноваження, відповідальність і свободу дій відносно рішень,

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		53

які він вважає якнайкращими на користь забезпечення безпеки пасажирів, екіпажа, судна, вантажу і попередження забруднення навколишнього середовища. Відсутність Сертифікату по МКУБ автоматично переводить компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, не підтвердивши якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що мають місце при експлуатації, ремонті та технічному обслуговуванні маслоохолоджувачів

Судно у цілому в зв'язку з наявністю на ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на умови праці на судні [9].

Особливо небезпечною ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

Розглянемо найбільш суттєві фактори, здатні створити труднощі у виробничій діяльності та заходи щодо їх зниження чи усунення.

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої, що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони. В відповідності з ГОСТ 24166-80 ці параметри витримуються.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів. Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки. За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізовльованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетоковедучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробою ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами [9]. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ГОСТ 12.1.044 .

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 121012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		56

норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м . Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів, радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газоходів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівнем шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугового шуму на робочих місцях регламентується ГОСТ 12.1.003-83.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань . Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 121006-76 «Електромагнітні поля радіо частот». Загальні вимоги безпеки . Як уже було зазначено, судно належить до нового покоління, на усіх небезпечних зонах були передбачені відповідні етапи захисту від електромагнітних випромінювань.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання. Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ 12.1.005 –88. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456 –94 .

4.3 Заходи безпеки при технічному обслуговуванні та ремонті маслоохолоджувачів

Розбирання теплообмінних апаратів, що знаходяться під робочим тиском і температурою робочих середовищ, може призвести до серйозних травм. Тому перед розбиранням теплообмінного апарату:

- повільно закривають січні клапани на вході робочих середовищ, вимикають насоси, закривають клапани на виході робочих середовищ. Щоб виключити випадкове відкриття клапанів, вивішують попереджувальні таблички;

- вичікують, поки температура гарячої робочого середовища не знизиться до 40 °С;

- стравлюють тиск у порожнинах через повітряні крани;

- знімають підводять і відводять труби і осушують теплообмінник.

Перед розбиранням звертають увагу на наявність клейм і міток, що визначають місце установки і взаємне положення деталей. Місця їх розміщення вказує завод-виготовлювач. Затерті клейма відновлюють, відсутні - наносять.

При розбиранні складових частин, що кріпляться декількома болтами або гайками, в уникнення перекосів або пошкоджень, по черзі злегка відпускають, потім повністю відкручують болти або гайки. Шпильки з гнізд вивертають тільки у разі їх заміни.

При використанні вантажопідйомних засобів повинні дотримуватися вимоги до них і стропам: вони повинні бути перевірені; маса вантажу не повинна перевищувати вантажопідйомність талів; перед застропкою і підйомом вантажу необхідно повернути талі на верхньому гаку так, щоб вантажна що ланцюг не піддавалася бічним навантаженням; стропи повинні бути належної міцності, без видимих дефектів і при охопленні вантажу, що піднімається натягнуті без кілочок.

Заходи безпеки при хімічному очищенні теплообмінних апаратів [10]

Вплив на організм:

- сульфамінова кислота (DESCALEX, SAF-ACID descaling compound і т.п.) - подразнює очі і шкіру, шкідлива при попаданні в організм. Повторний вплив може стати причиною хронічного подразнення очей, слабого дерматиту, алергічної шкірної висипки;

- фосфорна кислота (CARBON REMOVER) - викликає опіки очей і шкіри, шкідлива при попаданні в організм.

Заходи щодо захисту при роботі з кислотами і лугами:

- використовувати захисний одяг - гумові чоботи, рукавички і фартух, а також респіратор і запобіжні окуляри в гумовій оправі. Уникати вдихання пилу і парів кислоти і луги.

При роботі з кислотою:

- в приміщенні повинна працювати припливно-витяжна вентиляція через газовиділення. Забороняється розведення вогню, тому виділяється водень.

При попаданні кислоти в очі:

- негайно промити широко розкриті очі (піднявши повіки) холодною водою, а потім 0,5% розчином питної соди (NaHCO_3).

При попаданні кислоти на шкіру:

- змити її рясним струменем води з милом і промивати протягом хвилин 1% розчином питної соди. Потім змастити вазеліном уражене місце.

При попаданні кислоти на одяг:

- нейтралізувати потрапила кислоту 2-3% розчином кальцинованої соди (NaHCO_3) та одяг прополоскати у воді.

При попаданні каустичної соди (NaOH) в очі:

- негайно промити широко відкрите око (піднявши повіку) струменем холодної води.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

При попаданні каустичної соди на шкіру:

- змити її рясним струменем води і промивати протягом 5-7 хвилин.

Після чого зробити примочку з 5% розчину соляної кислоти (HCl).

При попаданні каустичної соди на одяг:

- промити одяг рясним струменем води.

При вдиханні парів кислоти:

- вивести постраждалого на свіже повітря. Якщо дихання відсутнє - зробити штучне дихання. Тримати потерпілого в теплі і спокої.

4.4 Висновок по розділу

В даному розділі визначені всі негативні та шкідливі фактори які можуть бути при експлуатації двигуна, а також надані нормативні документи, які регламентують допустимі параметри цих факторів, що дає можливість поліпшити умови праці на судні та попередити травматизм.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

Згідно із завданням кафедри виконаний проект дизельного двигуна 6ЧН43/61 потужністю 5400 кВт з удосконаленням маслоохолоджувача.

При розробці двигуна було проведено розрахунок робочого циклу, теплового балансу та динамічних навантажень. В результаті розрахунків динаміки встановлено, що діючі сили не перевищують аналогічні у двигуні-прототипу. Можна прийняти, що проєктований двигун не потребує конструктивних змін основних деталей руху.

Були проаналізовані можливі шляхи вдосконалення маслоохолоджувача, а також проведені розрахунки основних елементів системи змащення, які забезпечують високі економічні та експлуатаційні показники роботи двигуна.

В розділі охорони праці та охорони навколишнього середовища викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна в цілому.

					ПФ НУК.142.44.21.38.ПЗ	Лист
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. – 284 с.
2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 2. СПб.: Моркнига, 2008. – 470 с.
3. Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. Главные двигатели современных транспортных судов: Учебное пособие. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.
4. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. – 914 p.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / 2-е изд. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
6. Возницкий И.В. Практика использования морских топлив на судах. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2005. – 123 с.
7. Фомин Ю.А., Горбань А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.
8. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
9. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.
10. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря с судов. – М.: Транспорт, 1985. – 288 с.